

特開平6-280934

(43)公開日 平成6年(1994)10月7日

(51)Int.Cl.⁵

F 1 6 F 15/02

A 6 3 G 21/20

31/04

B 6 1 B 12/04

識別記号

庁内整理番号

C 9138-3J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 21 頁)

(21)出願番号

特願平5-71696

(22)出願日

平成5年(1993)3月30日

(71)出願人 593062212

松久 寛

滋賀県大津市比叡平1-22-27

(71)出願人 000224994

特許機器株式会社

兵庫県尼崎市南初島町10番地133

(72)発明者 松久 寛

滋賀県大津市比叡平1-22-27

(72)発明者 安田 正志

兵庫県尼崎市南初島町10番地133 特許機器株式会社内

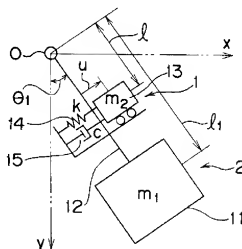
(74)代理人 弁理士 青山 蓓 (外1名)

(54)【発明の名称】 振り子型構造物の動吸振器

(57)【要約】

【目的】 横揺れの抑制に、特に有用な振り子型構造物の動吸振器を提供する。

【構成】 振り子型構造物2に付帯させ、この振り子型構造物2の重心よりも上方にて、振り子型構造物に対して制振力付与可能に動吸振器1を設けて形成してある。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 振り子型構造物に付帯させ、この振り子型構造物の重心よりも上方にて、振り子型構造物に対して制振力付与可能に設けたことを特徴とする付振り子型構造物の動吸振器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、例えば索動搬器（ゴンドラ）のような振り子型構造物の動吸振器に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 近年、スキー場や観光地で使用されている索動搬器は、モノレールなど比べて、建設費が安いという長所があるため、交通手段として採用しようと検討され始めている。しかしながら、この索動搬器の最大の難点は、風に弱いことにある。鋼索に懸垂された搬器は、構造上、風の抗力を受け易く、現在は風速 15 m/s ぐらいで運転を停止しているが、都市交通として利用するには、少なくとも風速 20 m/s ぐらいまでは、運行できる必要がある。そこで、索動搬器の風揺振を抑える技術に関心が集まっているが、これには一般的な並進モデルを適用することができず、新たに剛体振り子の制振技術が必要になっていく。

【0003】 従来、索動搬器に対する具体的な制振技術としては、ジャイロモーメントを利用するもの（前者）（西原・松久・佐藤、ジャイロモーメントを用いる制振機構論、57-534C(1991)、497、松岡・西田、ジャイロモーメントの利用によるゴンドラの横揺れを防止制御、機講論、No. 920-55, B(1992)、178）、動吸振器を利用するもの（後者）が考えられている。

【0004】 前者については、既に、6人乗り搬器用の試作機も作られ（KANAKI H. and NEKOMOTO Y. and MOYOB H., Development of CMG Active Vibration Control Device for Gondola, The First International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC), (1992), 310.）、風による動揺を $1/3$ ぐらいに減少させている。

【0005】 一方、後者については、ばね質量形のものや、振り子形のもの検討されてきた（佐藤・千島、振り子式動吸振器による索動搬器の動揺低減について、機講論、No. 910-17, C(1991)、528.）。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 上記従来の制振技術の内、前者については、索動搬器は外部電源と接続されていないので、バッテリーで駆動可能な省電力形のシステムの開発が必要になるという問題がある。また、後者の内、ばね質量形のものについては、搬器の重心付近に取り付けると、搬器と動吸振器の質量は一体となって動き、制振効果は少ない。

【0007】 一方、振り子型のもは、二重振り子として動吸振器を搬器の下方に設置し、最適な同調を行わせ

ようとすると、動吸振器の腕が長くなり、実用的でなくなる。さらに、振り子を傾けて固有振動数を低くすることによって腕の長さを短くすることも検討されているが（佐藤・細川・千島、傾斜振り子式減衰装置による索動搬器の動揺制御、機講論、No. 920-55, A(1992)、592.）、このようにした場合動吸振器の取り付け位置の問題が生じる。本発明は、斯る従来の問題点を課題としてなされたもので、横揺れの抑制に特に有用な振り子型構造物の動吸振器を提供しようとするものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】 上記課題を解決するために、本発明は、振り子型構造物に付帯させ、この振り子型構造物の重心よりも上方にて、振り子型構造物に対して制振力付与可能に設けて形成した。

【0009】

【作用】 上記発明のように構成することにより、動吸振器の質量要素とそれを支持する振り子型構造物との間に相対変位が生じて、振り子型構造物の振動エネルギーが吸収されるようになる。

【0010】

【実施例】 次に、本発明の一実施例を図面にしたがって説明する。図1は、本発明の第1実施例に係るばね質量型の動吸振器1を適用した振り子型構造物2の構成要素を、図形化して示したものである。被吊持体11が、リンク12を介して支持部O（図1において点として、表されており、以下、支点Oという）により揺動可能に吊持され、被吊持体11とリンク12により質量 m_1 の振り子型構造物2（以下、質量 m_1 という）、例えば索動搬器を形成している。動吸振器1は、質量 m_2 の重心よりも上方にて、例えば本実施例では、被吊持体11と支点Oとの間に、質量 m_1 に制振力付与可能に設けられている。即ち、この動吸振器1は、形態的には限定するものではないが、作用的にはリンク12を横切る方向に直線運動可能に設けた質量 m_2 の質量要素13（以下、質量 m_2 という）と、この質量 m_2 とリンク12との間に介在するばね定数 k のばね要素14と、およびこれと並列的に作用する減衰係数 c のダンパー要素15とに分けられる。

【0011】 そして、上記のように質量 m_1 に付帯して、その重心よりも上方に動吸振器1を配置し、以下に詳述するように、質量 m_1 の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適な同調を行わせ、制振力を与えようとしている。

【0012】 次に、上述した動吸振器1を適用した質量 m_1 の振動に関して理論解析する。

運動方程式

図1に示すように、質量 m_1 は、支点Oを中心として揺動可能で、その自由度を θ とし、減衰は無視する。支点Oから質量 m_1 の重心までの距離を l_1 、角変位を θ_1 とする。動吸振器1は、支点Oより距離 l_2 の所に取り付けら

れ、質量 m_2 のリンク 1 2 を横切る方向の変位を u とする。上述したように、ばね要素 1 4 のばね定数は k 、ダンパ要素 1 5 の減衰係数は c とする。また、支点 O を原点として、 $x-y$ 座標を図 1 に示すように取ると、質量 m

$_1$ の重心位置 (x_1, y_1) と質量 m_2 の重心位置 (x_2, y_2) は、次式(1)～(4)で表される。

【0013】
【数1】

$$x_1 = l_1 \sin \theta_1 \quad (1)$$

$$y_1 = l_1 \cos \theta_1 \quad (2)$$

$$x_2 = l \sin \theta_1 + u \cos \theta_1 \quad (3)$$

$$y_2 = l \cos \theta_1 - u \sin \theta_1 \quad (4)$$

これにより、両者の速度は次式(5)～(8)で表される。 【数2】

$$\dot{x}_1 = l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \quad (5)$$

$$\dot{y}_1 = -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \quad (6)$$

$$\dot{x}_2 = l \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \dot{u} \cos \theta_1 - u \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \quad (7)$$

$$\dot{y}_2 = -l \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 - \dot{u} \sin \theta_1 - u \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \quad (8)$$

【0014】運動エネルギー T は、次式(9)のようになり、位置エネルギー V は、静止時を基準にとり、重力加速度を g とすると次式(10)で表され、散逸関数 F は次式

【数3】

$$T = \frac{1}{2} m_1 l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 (l^2 \dot{\theta}_1^2 + \dot{u}^2 + u^2 \dot{\theta}_1^2 + 2l\dot{u}\dot{\theta}_1) \quad (9)$$

$$V = m_1 g l_1 (1 - \cos \theta_1) + m_2 g \{ l(1 - \cos \theta_1) + u \sin \theta_1 \} + \frac{1}{2} k u^2 \quad (10)$$

$$F = \frac{1}{2} c \dot{u}^2 \quad (11)$$

【0015】これより、質量 m_1 に働く外力を $P e^{i\omega t}$ とし、(13)が得られる。 【数4】

$$m_1 l_1^2 \ddot{\theta}_1 + m_2 (l^2 \ddot{\theta}_1 + 2u \dot{u} \dot{\theta}_1 + u^2 \ddot{\theta}_1 + l \ddot{u}) + m_1 g l_1 \sin \theta_1 + m_2 g (u \cos \theta_1 + l \sin \theta_1) = P l_1 e^{i\omega t} \quad (12)$$

$$m_2 (l \ddot{\theta}_1 + \ddot{u}) + m_2 g \sin \theta_1 - m_2 u \dot{\theta}_1^2 + c \dot{u} + k u = 0 \quad (13)$$

θ_1 および u を微小量として、式(12)、(13)の高次項を省略し、線形化すると次式(14)、(15)が得られ

【数5】

$$(m_2 l^2 + m_1 l_1^2) \ddot{\theta}_1 + m_2 l \ddot{u} + (m_2 l + m_1 l_1) g \theta_1 + m_2 g u = P l_1 e^{i\omega t} \quad (14)$$

$$m_2 l \ddot{\theta}_1 + m_2 \ddot{u} + c \dot{u} + m_2 g \theta_1 + k u = 0 \quad (15)$$

【0016】これより、変位の複素振幅 Θ_1 、 U は、次式(16)、(17)で表される。 【数6】

$$\theta_1 = (-m_2\omega^2 + k + i\omega c)Pl_1/Z \quad (16)$$

$$U = (m_2l\omega^2 - m_2g)Pl_1/Z \quad (17)$$

$$Z = \{-(m_1l_1^2 + m_2l^2)\omega^2 + (m_1l_1 + m_2l)g\}$$

ここで、無次元化のため、次式(18)で表される記号を導入する。

$$\begin{aligned} \mu &= m_2/m_1, \quad \gamma = l/l_1, \quad n^2 = g/l_1 \\ \omega_a^2 &= k/m_2, \quad \zeta = c/2m_2n, \quad f = \omega_s/n \\ h &= \omega/\omega_s, \quad \theta_{st} = P/(m_1g), \quad U_{st} = Pl_1/(m_1g) \end{aligned} \quad (18)$$

【0017】主系(振り子型構造物2)と付加系振り子(励振振器1)の変位は、次式(19)～(22)のように表される。

【数8】

$$\theta_1 = \frac{A + i2\zeta B}{C + i2\zeta D} \theta_{st} \quad (19)$$

$$|\theta_1| = \sqrt{\frac{A^2 + 4\zeta^2 B^2}{C^2 + 4\zeta^2 D^2}} \theta_{st} \quad (20)$$

$$U = \frac{E}{C + i2\zeta D} U_{st} \quad (21)$$

$$|U| = \sqrt{\frac{E^2}{C^2 + 4\zeta^2 D^2}} U_{st} \quad (22)$$

ここで

$$A = f^2 - h^2$$

$$B = h$$

$$C = (1 - h^2)(f^2 - h^2) - \mu(\gamma f^2 - 1)(\gamma h^2 - 1)$$

$$D = \{1 + \mu\gamma - (1 + \mu\gamma^2)h^2\}h$$

$$E = -(1 - \gamma h^2)$$

【0018】最適調整である。

式(20)は、主系角変位の周波数応答を表すが、二自由度振動系として二つの共振点と一つの反共振点をもつ。また、この周波数応答は、減衰比 ζ の値に拘わらず、二つの定点P、Qを通るので、その二定点P、Qの高さを描え、そこで、この周波数応答が最大値になるような励振振器1と主系の固有振動数 f_{opt} と減衰比 ζ_{opt} を求める

(Den Hartog, Mechanical Vibrations, (1950) McGraw-Hill)。まず、定点を通るという条件、即ち式(20)が ζ に関する恒等式になるという条件より、定点P、Qの振動数、即ち次式(23)で示すように、 h_p, h_q が求められる。

【数9】

$$\begin{aligned}
 h_{p,q} &= \sqrt{a \mp \sqrt{a^2 - b}} \\
 a &= \frac{1 + f^2(1 + \mu\gamma^2)}{2 + \mu\gamma^2} \\
 b &= \frac{2(1 + \mu\gamma)f^2 - \mu}{2 + \mu\gamma^2}
 \end{aligned}
 \tag{23}$$

【0019】そして、定点P、Qの高さが等しいことより、最適となる動吸振器1と主系の固有振動数 $f \equiv f_{\text{opt}}$ が、次式(24)で示すように、求められる。
【数10】

$$f_{\text{opt}} = \frac{\sqrt{1 + 2\mu\gamma + \mu^2\gamma^3}}{1 + \mu\gamma^2} \approx \frac{\sqrt{1 + 2\mu\gamma}}{1 + \mu\gamma^2} \tag{24}$$

そのときの二定点P、Qの振動数 h_p 、 h_q は次式(25)、(26)で表される。
【数11】

$$h_p^2 = \frac{(1 + \mu\gamma)(2 + \mu\gamma^2) - (1 - \gamma)\sqrt{\mu^2\gamma^2 + 2\mu}}{(1 + \mu\gamma^2)(2 + \mu\gamma^2)} \tag{25}$$

$$h_q^2 = \frac{(1 + \mu\gamma)(2 + \mu\gamma^2) + (1 - \gamma)\sqrt{\mu^2\gamma^2 + 2\mu}}{(1 + \mu\gamma^2)(2 + \mu\gamma^2)} \tag{26}$$

さらに、定点P、Qでの主系の振幅は次式(27)で示すようになる。
【数12】

$$|\theta_{1p}| = |\theta_{1q}| = \frac{\sqrt{2 + \mu\gamma^2}}{(1 - \gamma)\sqrt{\mu}} \theta_{st} \tag{27}$$

【0020】次に、定点P、Qで主系の振幅が最大になる減衰比 ζ を次式(28)より求める。
【数13】

$$\left. \frac{\partial |\theta_1|}{\partial h} \right|_{h=h_p, h_q} = 0 \tag{28}$$

即ち、式(28)を満足する ζ が最適減衰比 ζ_{opt} である。
る。式(28)に式(20)を代入すると次式(29)が得ら
【数14】

$$\begin{aligned}
 (AA' + 4\zeta^2 BB')(C^2 + 4\zeta^2 D^2) - (A^2 + 4\zeta^2 B^2) \\
 \times (CC' + 4\zeta^2 DD') = 0
 \end{aligned}
 \tag{29}$$

ここで、 l は $\partial/\partial h$ を表し、

$$A' = -2h$$

$$B' = 1$$

$$C' = -2(1 + f^2)h + 4h^3 - 2\gamma\mu(\gamma f^2 - 1)h$$

$$D' = 1 + \mu\gamma - 3(1 + \mu\gamma^2)h^2 \tag{数15}$$

【0021】式(29)、および式(20)より、次式(30)のようになる。

$$\zeta_{\text{opt}} = \frac{1}{2\sqrt{AA' - |\theta_1/\theta_{st}|^2 CC'}} \quad (30)$$

しかし、定点Pで傾きが零となる $\zeta_{\text{opt}} \equiv \zeta_{\text{popt}}$ と、定点Qで傾きが零となる $\zeta \equiv \zeta_{\text{qopt}}$ とは僅かに異なる。これらの値は、どちらをとっても現実的な調整においては、大差を生じないので、次式(31)で示すように、両

者の相加平均を最適調整時の ζ_{opt} として使うのも一つの方法である。

【数16】

$$\zeta_{\text{opt}} = \frac{1}{2}(\zeta_{\text{popt}} + \zeta_{\text{qopt}}) \quad (31)$$

【0022】等価質量比

動吸振器1の効率を表す等価質量比 μ_e を、式(19)より次のように定義する。即ち、式(19)の分母の実部C

において、 $f=1$ 、 $h=1$ とおくことにより次式(32)が得られる。

【数17】

$$\mu_e = \mu(1-\gamma)^2 \quad (32)$$

この式(32)を式(27)に代入することにより、主系の定点P、Qでの振幅が次式(33)で表される。

【数18】

$$|\theta_{1p}| = |\theta_{1q}| = \sqrt{1 + \frac{2 - \mu(1-2\gamma)}{\mu_e}} \theta_{st} \quad (33)$$

【0023】この式(33)において、現実的には、 μ は0.1より小さい値をとり、 γ はなるべく小さい値の方が好ましく、0.5あたりの値をとる。したがって、振幅は $[1 + (2/\mu_e \theta_{1p})]^{1/2}$ と近似でき、等価質量比によって振幅が与えられると言える。式(32)より、 γ が1のとき、即ち動吸振器1を質量 m_1 の重心に設置すれば、全く制振効果はなく、 γ が1より外れると制振効果が出てくる。現実的には、 $\gamma=1/2$ のときでも、

$\mu_e=0.25\mu$ であるので、制振効果を上げるためには、なるべく上部に取り付けるのが好ましい。次に、動吸振器1を主系の重心に取り付けると($l=1_1$)、制振効果がないことの物理的な理由について説明する。式(14)から式(15)に1を乗じた式を引けば、次式(34)で示す主系の回転に関する運動方程式が得られる。

【数19】

$$m_1 l_1^2 \ddot{\theta}_1 + m_1 g l_1 \theta_1 - cl\dot{u} + m_2 gu - klu = Pl_1 e^{i\omega t} \quad (34)$$

【0024】式(34)の左辺第1項は慣性項、第2項は重力による復元モーメント、第3項は動吸振器1の減衰によるモーメント、第4項は動吸振器1の質量 m_2 に作用する重力によって生じるモーメント、第5項は動吸振器1のばね要素14より生じるモーメントである。最適に同調する場合、動吸振器1の固有振動数と主系の固有振動数がほぼ一致するので、 $k/m_2 = g/l_1$ が成り立ち、上記第4項と第5項が相殺する。したがって、主系と動吸振器1は、同じ固有振動数を有する二つの系のダンパだけで結合していることになり、両者は一体となって振動し、減衰力は働かなくなる。

【0025】周波数応答

図2に最適調整された動吸振器1を有する系、および動吸振器1を有さない系の周波数応答を示す。パラメータは、一例として6人乗りの乗動機器を想定し、 $l_1=4$ m、 $m_1=1$ t onとする。実機の主系の減衰比は1%以

下であるが、ここでは1%とする。一点鎖線で示すように動吸振器1のない場合の共振点での無次元振幅 $|\theta_1|/|\theta_{st}|$ は5.0になる。これに対して、実線で示すように、動吸振器1を設けた場合、 $|\theta_1|/|\theta_{st}|$ は $\mu_e=0.025$ で9、 $\mu_e=0.05$ で6.4になる。したがって、動吸振器1を設けた効果は十分ある言うことができ、 μ_e の影響も制振効果に顕著に現れることが分かる。

【0026】過渡応答

図3に初期変位に対する時間応答を示す。なお、動吸振器1のない場合を一点鎖線で、動吸振器1を設けた場合を実線($\mu_e=0.05$)、および破線($\mu_e=0.025$)で示してある。風による外力の変動成分の無次元量 $P/m_1 g$ を平均値0、標準偏差 $\sigma=0.0886$ の正規乱数で、サンプリングの時間間隔を0.3秒としたときの応答を図4～図6に示す。これらのシミュレーションはアダム

ス法で計算したものである。なお、図4は動吸振器1を設けない場合、図5($\mu_a=0.05$)、図6($\mu_a=0.025$)は動吸振器1を設けた場合を示している。

【0027】図7は、本発明の第2実施例に係る振り子型の動吸振器1aを用いた振り子型構造物2aの構成要素を、図形化して示したもので、図1に示すものと共通する部分については同一番号が付してある。被吊持体11が、リンク12aを介して支持部O(上記同様、以下、支点Oという)により揺動可能に吊持され、被吊持体11とリンク12aにより質量 m_1 の振り子型構造物2a(以下、上記同様に質量 m_1 という)を形成している。動吸振器1aは、質量 m_1 の重心よりも上方にて、例えば本実施例では、支点Oに関して被吊持体11とは反対側に位置するリンク12a上の支持部 O_1 (以下、支点 O_1 という)にて、質量 m_1 に制振力付与可能に設けてある。即ち、この動吸振器1aは、形態的には限定するものではないが、作用的には支点 O_1 を中心として揺動

可能に設けたリンク21と、リンク21に吊持された質量 m_2 の質量要素13(以下、上記同様に質量 m_2 という)と、リンク21とリンク12aとの間に介在する減衰係数 c のダンパー要素15とに分けられる。

【0028】そして、第1実施例の場合と同様に質量 m_1 に付帯して、その重心よりも上方に動吸振器1aを配置し、以下に詳述するように、質量 m_1 の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適な調振を行わせ、制振力を与えさせるようにしてある。次に、上述した動吸振器1aを用いた質量 m_1 の振動に関して理論解析する。図7に示すように、動吸振器1aとしての付加系振り子の支点 O_1 を主系の支点Oの上方1の所にとる。主系のリンク12aと動吸振器1aのリンク21の角変位を θ_1 、 θ_2 、支点 O 、 O_1 から質量 m_1 、 m_2 の重心までの長さ、即ち腕の長さを l_1 、 l_2 とする。主系および付加系質量の位置は、次式(35)～(38)で表される。

【数20】

$$x_1 = l_1 \sin \theta_1 \quad (35)$$

$$y_1 = l_1 \cos \theta_1 \quad (36)$$

$$x_2 = l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2) - l \sin \theta_1 \quad (37)$$

$$y_2 = l_2 \cos(\theta_1 + \theta_2) - l \cos \theta_1 \quad (38)$$

【0029】付加系の減衰を c 、主系に作用する外力を $P e^{i\omega t}$ とし、ラグランジェの方程式を作って線形化す

ると、次式(39)、(40)のように表せる。

【数21】

$$\begin{aligned} & (m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 + m_2 l^2 - 2m_2 l l_2) \ddot{\theta}_1 + (m_2 l_2^2 - m_2 l l_2) \ddot{\theta}_2 \\ & + (m_1 l_1 + m_2 l_2 - m_2 l) g \theta_1 + m_2 l_2 g \theta_2 = P l_1 e^{i\omega t} \quad (39) \\ & (m_2 l_2^2 - m_2 l l_2) \ddot{\theta}_1 + m_2 l_2^2 \ddot{\theta}_2 + c l_2^2 \dot{\theta}_2 + m_2 g l_2 \theta_1 \end{aligned}$$

この式を、次式(41)で表す記号、および式(18)で表す記号を用いて無次元化すると、主系と付加系の角変位を与える式は、式(19)、(21)と同じものになり、最

適同調¹⁾、等価質量比²⁾式(24)、(30)、(32)で与えられる。

【数22】

$$\gamma = (l_2 - l)/l_1, \quad \omega_n^2 = g/l_2 \quad (41)$$

【0030】図8は、本発明の第3実施例に係る円軌道型動吸振器1bを用いた振り子型構造物2bの構成要素を、図形化して示したもので、図7に示すものと共通する部分には同一番号を付して説明を省略する。この動吸振器1bは、図7において、リンク21を介して支点 O_1 より質量要素 m_2 を吊持していたのに代えて、リンク12bと一体的な円軌道22上に質量要素 m_2 を軌道自在に支持したもので、力学的には、図7に示すものと実質的に変わりはない。なお、図8に示す実施例の場合、ダンパ要素は軌道体であるローラ部に介在させてあり、図示されていない。さらに、別の実施例として、図8に示す質量要素 m_2 を用いず、これに代えて円軌道22に質量 m_2 を備えさせるとともに、リンク12bと一体的に

揺動するローラ部上を、このローラ部に対して相対的に転動させるようにし、かつ転動部にダンパ要素を介在させるようにしてもよい。

【0031】図9、10は、本発明の第4実施例に係る傾斜振り子型の動吸振器1cを用いた振り子型構造物2cの構成要素を、図形化して示したもので、上記各実施例と共通する部分については、互いに同一番号を付して説明を省略する。この動吸振器1cは、図9に示すように、リンク12cが静止し、垂直状態にあるときに、質量要素 m_2 を吊持するリンク21cが水平方向に対して、角度 α ($0^\circ < \alpha < 90^\circ$)(α の符号は図9において下向きに正とする)だけ傾斜するように形成したものである。形態的には限定するものではないが、作用的に

は、リンク 1 2 c とリンク 2 1 c との間にダンパ要素 1 5 が存在する。

【0032】次に、上述した動吸振器 1 c を用いた質量 m_1 の振動に関して理論解析する。付加系振り子を主系の下部に取り付けた二重振り子の場合、主系の周期が長い場合、付加系振り子の腕も長くなり、実用上都合が悪

$$\omega^2 = \frac{g \sin \alpha}{l_2} \quad (42)$$

【0033】図 10 に示すように、付加系振り子の各変位を θ_2 とすると、主系および付加系の質量の位置は、

$$x_1 = l_1 \sin \theta_1 \quad (43)$$

$$y_1 = l_1 \cos \theta_1 \quad (44)$$

$$\begin{cases} x_2 \\ y_2 \end{cases} = \begin{cases} \cos \theta_1 & \sin \theta_1 \\ -\sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{cases} \left\{ \begin{array}{l} l_2 \sin \theta_2 \\ l + l_2 \cos \theta_2 \sin \alpha \end{array} \right\} \quad (45)$$

$$z_2 = -l_2 \cos \theta_2 \cos \alpha \quad (46)$$

これより、ラグランジュの運動方程式を立て、式(47)で表される記号と式(18)で表される記号を用いて無次元化すると、上記実施例の場合と同様に、主系と付

$$\gamma = (l_2 \sin \alpha + l) / l_1, \quad \omega_a^2 = g \sin \alpha / l_2 \quad (47)$$

【0034】図 11, 12 は、本発明の第 5 実施例に係る倒立傾斜振り子型の動吸振器 1 d を用いた振り子型構造物 2 d の構成要素を、図形化して示したもので、図 7 に示すものと共通する部分については同一番号が付してある。本実施例では、被吊持体 1 1 が、リンク 1 2 d を介して支持部 O (上記同様、以下、支点 O という)により揺動可能に吊持され、被吊持体 1 1 とリンク 1 2 d により質量 m_1 の振り子型構造物 2 d (以下、上記同様に質量 m_1 という)を形成している。動吸振器 1 d は、リンク 1 2 d 上の支点 O₁ から上方に延びた倒立リンク 2 1 d により支持された質量要素 m_2 と、リンク 1 2 d と倒立リンク 2 1 d との間に介するばね要素 1 4 (回転ばね定数: k')、ダンパ要素 1 5 (減衰係数: c) とを備え、質量 m_1 の重心よりも上方にて、質量 m_2 に対して制振力付与可能に設けられている。

【0035】また、図 12 に示すように、リンク 2 1 d は、 z 軸に平行な z' 軸に対して角度 α ($-90^\circ \leq \alpha < 0^\circ$) (α の符号は図 12 において下向きに正とする)をなしている。なお、図 12 は角度 α を明らかにするために示したもので、この目的に直接関係しない他の構成要素の図示は省略してある。なお、本実施例については、付加系振り子の固有振動数を表す上記式(42)、(47)第 2 式($\omega_a^2 = g \sin \alpha / l_2$)に代えて、上記(42)、(47)第 2 式の右辺に、($k' / (m_2 \cdot l_2)$)の項を加算した式を用いることにより、基本的には、第 1 実施例で詳述した理論が適用できる故、説明を割愛する。

い。そこで、短い腕で長周期を得るようにしたのが図 9, 10 に示す動吸振器 1 c である。腕の長さが l_2 の付加系振り子を水平面より角度 α だけ傾けて取り付けた場合の付加系振り子の固有振動数は式(42)で表される。

【数 23】

式(43)~(46)で表される。

【数 24】

加系の変位は式(19)、(21)となる。最適調整、等価質量比も同様に式(24)、(30)、(32)で与えられる。

【数 25】

【0036】次に、一例として、図 8 に示す第 3 実施例に係る円軌道型動吸振器 1 b を使った模型で実験を行った。 $l_1 = 1 \text{ m}$, $m_1 = 8 \text{ kg}$, $m_2 = 0.8 \text{ kg}$ であり、円軌道の半径も 1 m であり、動吸振器 1 b の取り付け位置として $\gamma = 0.25$ ($\mu_a = 0.056$)、 0.5 ($\mu_a = 0.025$)、 1 ($\mu_a = 0$) の三通りを選んだ。各場合における初期変位による応答を図示 13 ~ 図 15 に示す。理論解析の結果と同様、取り付け位置を主系の重心近くにする ($\gamma = 1$)、制振効果は殆どなく、この重心よりも上方に取り付ける程 ($\gamma = 0.5$, $\gamma = 0.25$)、制振効果は大きくなる。ただし、本実験では、動吸振器 1 c の減衰は、動吸振器 1 c と円軌道 2 2 との間の摩擦に依存しており、最適な状態には同調されていない。

【0037】本発明は、適用対象を索動振器に限定するものでなく、振り子型構造物全般に適用され得るものであって、本発明による制振と従来の並進運動系の動吸振器による制振との違いは、主系の傾きによって動吸振器の質量も主系と同様に重力を受けることにある。動吸振器を主系の重心に取り付けると、主系に働くモーメントのうち、動吸振器の変位によるばね力によるものと、動吸振器の重力によるばね力によるものが相殺する。結局、主系と動吸振器は、同じ固有振動数を有する二つの系がダンパで結合されたものになり、一体として揺動する。しかし、動吸振器の位置を主系の重心から離せば、動吸振器から主系にモーメントが作用する。

【0038】上述したように、本発明については、ばね

質量型、振り子型、円軌道型、傾斜振り子型、倒立傾斜振り子型動吸振器による制振、動吸振器の取り付け位置をパラメータとして解析し、統一した理論式で説明できる。最適調整と、制振効果を示す等価質量比は、動吸振器と主系の質量比 μ に $(1-\gamma)^2$ (ここで、 γ は支点から動吸振器に取り付けた点までの距離を主系の腕の長さで除したもの) を乗じたものになる。したがって、制振のためには、動吸振器は、なるべく上方に取り付けるのが好ましいことが分かる。

【0039】なお、第1～第5実施例において、動吸振器1～1dの各々を1台だけ設けたものについて説明したが、本発明はこれに限定するものでなく、振り子型構造物2～2dの進行方向、即ち $x-y$ 平面に垂直な方向のバランスをとるために、動吸振器1～1dの各々を複数台設けたものも含んでいる。例えば、図12の場合、図示する動吸振器1dの他に、 y 軸に関して、 z 軸方向に対称の位置にもう1台の動吸振器1dを設けてもよい。

【0040】

【発明の効果】以上の説明より明かなように、本発明によれば、振り子型構造物に付着させ、この振り子型構造物の重心よりも上方にて、振り子型構造物に対して制振力付与可能に設けて形成してある。このため、以上詳述したように、動吸振器の質量要素とそれを支持する振り子型構造物との間に相対変位が生じて、振り子型構造物の振動エネルギーが吸収されるようになる結果、特に電源等の動力を要することなく、また振り子の腕を長くすることなく、振り子型構造物に対する制振作用が明確に表れるようになり、振り子型構造物の横揺れ抑制作用を強化でき、振り子型構造物の用途を広げることが可能になるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の第1実施例に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図2】 図1に示す動吸振器を有する系、および動吸振器を有さない系の周波数応答を示す図である。

【図3】 図1に示す動吸振器を有する系、および動吸振器を有さない系の初期変位に対する応答を示す図である。

【図4】 動吸振器を有さない系のランダム入力に対する応答を示す図である。

【図5】 図1に示す動吸振器を有する系のランダム入力に対する応答を示す図である。

【図6】 図1に示す動吸振器を有する系のランダム入力に対する応答を示す図である。

【図7】 本発明の第2実施例に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図8】 本発明の第3実施例に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図9】 本発明の第4実施例に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図10】 図9に示す実施例の揺動時の状態を示す図である。

【図11】 本発明の第5実施例に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図12】 図11に示す動吸振器の質量 m_2 を支持するリンクの傾斜状態を示す図で、図11においてA方向から見た図である。

【図13】 図8に示す動吸振器を有する系の模型を用いて行った実験結果で、初期変位に対する応答を示す図である。

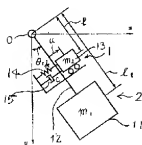
【図14】 図8に示す動吸振器を有する系の模型を用いて行った実験結果で、初期変位に対する応答を示す図である。

【図15】 図8に示す動吸振器を有する系の模型を用いて行った実験結果で、初期変位に対する応答を示す図である。

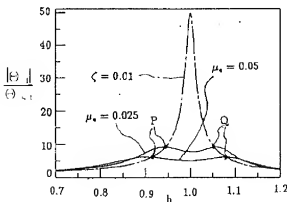
【符号の説明】

- 1, 1a, 1b, 1c, 1d 動吸振器
2, 2a, 2b, 2c, 2d 振り子型構造物

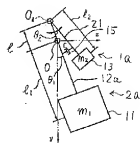
【図1】



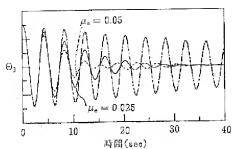
【図2】



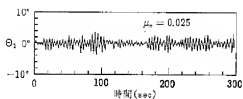
【図7】



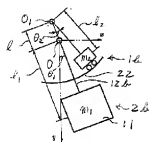
【圖 3】



【圖 5】

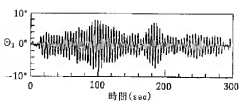


【圖 8】

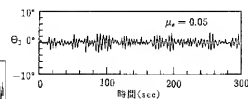


【圖 12】

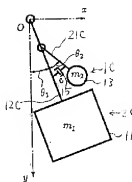
【圖 4】



【圖 6】

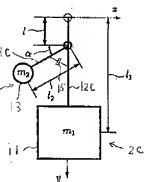


【圖 11】

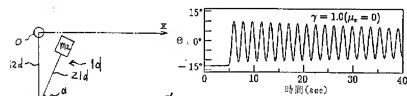
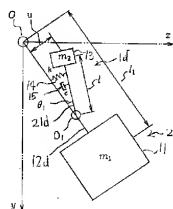


【圖 10】

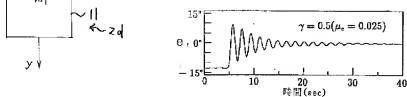
【圖 9】



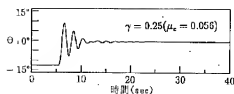
【圖 13】



【圖 14】



【図 15】



【手続補正書】

【提出日】平成 5 年 4 月 12 日

【手続補正 1】

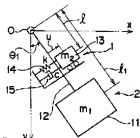
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 1

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 1】



【手続補正 2】

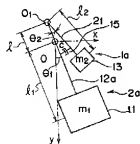
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 7

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 7】



【手続補正 3】

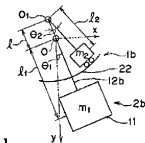
【補正対象書類名】図面

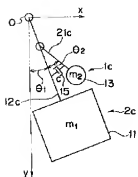
【補正対象項目名】図 8

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 8】





【手続補正 6】

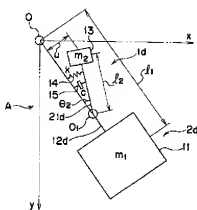
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 1 1

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 1 1】



【手続補正 7】

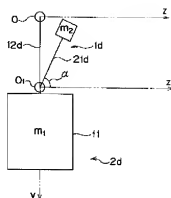
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 1 2

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 1 2】



【手続補正書】

【提出日】平成 6 年 6 月 1 7 日

【手続補正 1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正内容】

【書類名】明細書

【発明の名称】振り子型構造物の動吸振器

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 振り子型構造物に付帯させ、この振り子型構造物の重心よりも上方にて、振り子型構造物に対して制振力付与可能に設けたことを特徴とする振り子型構造物の動吸振器。

【請求項 2】 上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記リンクを横切る方向に直線運動可能に設けた質量要素と、この質量要素と上記リンクとの間に介在させたばね要素、このばね要素と

並列的に作用するダンパー要素とに分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたことを特徴とする請求項 1 に記載の振り子型構造物の動吸振器。

【請求項 3】 上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記振り子型構造物の重心よりも上方に位置する支持部にて揺動可能に設けたリンクに吊持された質量要素と、上記両リンク間に介在させたダンパー要素に分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたことを特徴とする請求項 1 に記載の振り子型構造物の動吸振器。

【請求項 4】 上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記リンクと一体的に形成された円軌道上に転動自在に設けた質量要素と、この質量要素と上記リンクとの間に介在させたダンパー要素と

に分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたことを特徴とする請求項1に記載の振り子型構造物の動吸振器。

【請求項5】 上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記リンクが静止し、垂直状態にあるときに、水平方向に対して、下向きに鋭角で傾斜し、上記リンクに対して揺動可能に設けたリンクに吊持された質量要素と、上記両リンク間に介在させたダンパ要素とに分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたことを特徴とする請求項1に記載の振り子型構造物の動吸振器。

【請求項6】 上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記リンクに揺動可能に支持された倒立リンクに支持された質量要素と、上記両リンク間に介在させたダンパ要素とに分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたことを特徴とする請求項1に記載の振り子型構造物の動吸振器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、例えば索動搬器(ゴンドラ)のような振り子型構造物の動吸振器に関するものである。

【0002】

【従来の技術】近年、スキー場や観光地で使用されている索動搬器は、モノレールなどに比べて、建設費が安いという長所があるため、交通手段として採用しようと検討され始めている。しかしながら、この索動搬器の最大の難点は、風に弱いことにある。鋼索に懸垂された搬器は、構造上、風の抗力を受け易く、現在は風速15m/sぐらいで運転を停止しているが、都市交通として利用するには、少なくとも風速20m/sぐらいまでは、運行できる必要がある。そこで、索動搬器の風揺振を抑える技術に関心が集まっているが、これには一般的な並進モデルを適用することができず、新たに剛体振り子の制振技術が必要になっている。

【0003】従来、索動搬器に対する具体的な制振技術としては、ジャイロモメントを利用するもの(前者)(西原・松久・佐藤、ジャイロモメントを用いる制振機構、機論、57-534C(1991)、497、松岡・西田、ジャイロモメントの利用によるゴンドラの横揺れを防止制御、機論、No. 920-55, B(1992)、178)、動吸振器を利用するもの(後者)が考えられている。

【0004】前者については、既に、6人乗り搬器用の試作機も作られ(KANKI H. and NEKOMOTO Y. and MONOBE

H., Development of CMG Active Vibration Control Device for Gondola, The First International Conference on Motion and Vibration Control (MVIC), (1992), 310.)、風による動揺を1/3ぐらいに減少させている。

【0005】一方、後者については、ばね質量形のものや、振り子形のものが検討されてきた(佐藤・千島、振り子式動吸振器による索動搬器の動揺低減について、機論、No. 910-17, C(1991)、528.)。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】上記従来の制振技術の内、前者については、索動搬器は外部電源と接続されていないので、バッテリーで駆動可能な省電力形のシステムの開発が必要になるという問題がある。また、後者の内、ばね質量形のものについては、搬器の重心付近に取り付けると、搬器と動吸振器の質量は一体となって動き、制振効果は生じない。

【0007】一方、振り子型のもは、二重振り子として動吸振器を搬器の下方に設置し、最適な同調を行わせようとする、動吸振器の腕が長くなり、実用的でなくなる。さらに、振り子を傾けて固有振動数を低くすることによって腕の長さを短くすることも検討されているが(佐藤・細川・千島、傾斜振り子式減衰装置による索動搬器の動揺制御、機論、No. 920-55, A(1992)、592.)、このようにした場合動吸振器の取り付け位置の問題が生じる。本発明は、斯る従来の問題点を課題としてなされたもので、横揺れの抑制に特に有用な振り子型構造物の動吸振器を提供しようとするものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するために、第1発明は、振り子型構造物に付帯させ、この振り子型構造物の重心よりも上方にて、振り子型構造物に対して制振力付与可能に設けて形成した。

【0009】また、第2発明は、上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記リンクを横切る方向に直線運動可能に設けた質量要素と、この質量要素と上記リンクとの間に介在させたばね要素、このばね要素と並列的に作用するダンパ要素とに分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたものとした。

【0010】さらに、第3発明は、上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記振り子型構造物の重心よりも上方に位置する支持部にて揺動可能に設けたリンクに吊持された質量要素と、上記両リンク間に介在させたダンパ要素に分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたものとした。

【0011】さらに、第4発明は、上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記リンクと一体的に形成された円軌道上に転動自在に設けた質量要素と、この質量要素と上記リンクとの間に介在させたダンパ要素とに分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたものとした。

【0012】さらに、第5発明は、上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記リンクが静止し、垂直状態にあるときに、水平方向に対して、下向きに鋭角で傾斜し。上記リンクに対して揺動可能に設けたリンクに吊持された質量要素と、上記両リンク間に介在させたダンパ要素とに分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたものとした。

【0013】さらに、第6発明は、上記振り子型構造物が、リンクを介して支持部により揺動可能に被吊持体を吊持して形成され、上記動吸振器が、作用的には、上記リンクに揺動可能に支持された倒立リンクに支持された質量要素と、上記両リンク間に介在させたダンパ要素とに分けられ、上記質量要素が、上記振り子型構造物の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調されたものとした。

【0014】

【作用】上記発明のように構成することにより、動吸振器の質量要素とそれを支持する振り子型構造物との間に相対変位が生じて、振り子型構造物の振動エネルギーが吸収されるようになる。

【0015】

【実施例】次に、本発明の一実施例を図面にしたがって説明する。図1は、第1、第2発明に係るばね質量型の動吸振器1を適用した振り子型構造物2の構成要素を、

図形化して示したものである。被吊持体11が、リンク12を介して支持部O(図1において点として、表されており、以下、支点Oという)により揺動可能に吊持され、被吊持体11とリンク12により質量 m_1 の振り子型構造物2(以下、質量 m_1 という)、例えば牽動機を形成している。動吸振器1は、質量 m_2 の重心よりも上方にて、例えば本実施例では、被吊持体11と支点Oとの間にて、質量 m_1 に制振力付与可能に設けてある。即ち、この動吸振器1は、形態的には限定するものではないが、作用的にはリンク12を横切る方向に直線運動可能に設けた質量 m_2 の質量要素13(以下、質量 m_2 という)と、この質量 m_2 とリンク12との間に介在するばね定数 k のばね要素14と、およびこれと並列的に作用する減衰係数 c のダンパ要素15とに分けられる。

【0016】そして、上記のように質量 m_1 に付帯して、その重心よりも上方に動吸振器1を配置し、以下に詳述するように、質量 m_1 の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比に応じて最適に同調を行わせ、制振力を付与できるようにしてある。

【0017】次に、上述した動吸振器1を適用した質量 m_1 の振動に関して理論解析する。

運動方程式

図1に示すように、質量 m_1 は、支点Oを中心として揺動可能で、その自由度を1とし、減衰は無視する。支点Oから質量 m_1 の重心までの距離を l_1 、角変位を θ_1 とする。動吸振器1は、支点Oより距離 l の所に取り付けられ、質量 m_2 のリンク12を横切る方向の変位を u とする。上述したように、ばね要素14のばね定数は k 、ダンパ要素15の減衰係数は c とする。また、支点Oを原点として、 x, y 座標を図1に示すように取ると、質量 m_1 の重心位置 (x_1, y_1) と質量 m_2 の重心位置 (x_2, y_2) は、次式(1)～(4)で表される。

【0018】

【数1】

$$x_1 = l_1 \sin \theta_1 \quad (1)$$

$$y_1 = l_1 \cos \theta_1 \quad (2)$$

$$x_2 = l \sin \theta_1 + u \cos \theta_1 \quad (3)$$

$$y_2 = l \cos \theta_1 + u \sin \theta_1 \quad (4)$$

これにより、両者の速度は次式(5)～(8)で表される。

【数2】

$$\dot{x}_1 = l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \quad (5)$$

$$\dot{y}_1 = -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \quad (6)$$

$$\dot{x}_2 = l \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \dot{u} \cos \theta_1 - u \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \quad (7)$$

$$\dot{y}_2 = -l \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 - \dot{u} \sin \theta_1 + u \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \quad (8)$$

【0019】運動エネルギー T は、次式(9)のようになり、位置エネルギー V は、静止時を基準にとり、重力加速

度を g とすると次式(10)で表され、散逸関数 F は次式【数3】
(11)で表される。

$$T = \frac{1}{2}m_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}m_2(\dot{l}^2\dot{\theta}_1^2 + \dot{u}^2 + u^2\dot{\theta}_1^2 + 2l\dot{u}\dot{\theta}_1) \quad (9)$$

$$V = m_1gl_1(1 - \cos\theta_1) + m_2g\{l(1 - \cos\theta_1) + u\sin\theta_1\} + \frac{1}{2}ku^2 \quad (10)$$

$$F = \frac{1}{2}c\dot{u}^2 \quad (11)$$

【0020】これらより、質量 m_1 に働く外力を $P e^{i\omega t}$ 【数4】
としてときのラグランジェの運動方程式より、次式(12)、(13)が得られる。

$$m_1l_1^2\ddot{\theta}_1 + m_2(l^2\ddot{\theta}_1 + 2u\dot{u}\dot{\theta}_1 + u^2\ddot{\theta}_1 + l\ddot{u}) + m_1gl_1\sin\theta_1 + m_2g(u\cos\theta_1 + l\sin\theta_1) = Pl_1e^{i\omega t} \quad (12)$$

$$m_2(l\ddot{\theta}_1 + \ddot{u}) + m_2g\sin\theta_1 - m_2u\dot{\theta}_1^2 + c\dot{u} + ku = 0 \quad (13)$$

θ_1 および u を微小量として、式(12)、(13)の高次項を省略し、線形化すると次式(14)、(15)が得られる。

$$(m_2l^2 + m_1l_1^2)\ddot{\theta}_1 + m_2l\ddot{u} + (m_2l + m_1l_1)g\theta_1 + m_2gu = Pl_1e^{i\omega t} \quad (14)$$

$$m_2l\ddot{\theta}_1 + m_2\ddot{u} + c\dot{u} + m_2g\theta_1 + ku = 0 \quad (15)$$

【0021】これより、変位の複素振幅 Θ_1 、 U は、次式【数6】
(16)、(17)で表される。

$$\Theta_1 = (-m_2\omega^2 + k + i\omega c)Pl_1/Z \quad (16)$$

$$U = (m_2l\omega^2 - m_2g)Pl_1/Z \quad (17)$$

$$Z = \{-(m_1l_1^2 + m_2l^2)\omega^2 + (m_1l_1 + m_2l)g\}$$

ここで、無次元化のため、次式【数7】

$$\mu = m_2/m_1, \quad \gamma = l/l_1, \quad n^2 = g/l_1$$

$$\omega_a^2 = k/m_2, \quad \zeta = c/2m_2\Omega, \quad f = \omega_a/\Omega$$

$$h = \omega/\Omega, \quad e_{st} = P/(m_1g), \quad U_{st} = Pl_1/(m_1g)$$
を導入する。

$$\mu = m_2/m_1, \quad \gamma = l/l_1, \quad n^2 = g/l_1$$

$$\omega_a^2 = k/m_2, \quad \zeta = c/2m_2\Omega, \quad f = \omega_a/\Omega \quad (18)$$

$$h = \omega/\Omega, \quad e_{st} = P/(m_1g), \quad U_{st} = Pl_1/(m_1g)$$

【0022】主系(振り子型構造物2)と付加系(動吸振器1)の変位は、次式(19)～(22)のように表される。

【数8】

$$\theta_1 = \frac{A + i2\zeta B}{C + i2\zeta D} e_{st} \quad (19)$$

$$|\theta_1| = \sqrt{\frac{A^2 + 4\zeta^2 B^2}{C^2 + 4\zeta^2 D^2}} e_{st} \quad (20)$$

$$U = \frac{E}{C + i2\zeta D} U_{st} \quad (21)$$

$$|U| = \sqrt{\frac{E^2}{C^2 + 4\zeta^2 D^2}} U_{st} \quad (22)$$

ここで

$$\begin{aligned} A &= f^2 - h^2 \\ B &= h \\ C &= (1 - h^2)(f^2 - h^2) - \mu(\gamma f^2 - 1)(\gamma h^2 - 1) \\ D &= \{1 + \mu\gamma - (1 + \mu\gamma^2)h^2\}h \\ E &= -(1 - \gamma h^2) \end{aligned}$$

である。

【0023】最適調整

式(20)は、主系角変位の周波数応答を表すが、二自由度振動系として二つの共振点と一つの反共振点をもつ。また、この周波数応答は、減衰比 ζ の値に拘わらず、二つの定点P、Qを通る。それ故、二定点P、Qの高さを互いに等しく、かつ最大にすることにより主系に対する動吸振器1の最適固有振動数比 f_{opt} と最適減衰比 ζ_{opt} が

$$\begin{aligned} h_{P,Q} &= \sqrt{a \mp \sqrt{a^2 - b}} \\ a &= \frac{1 + f^2(1 + \mu\gamma^2)}{2 + \mu\gamma^2} \\ b &= \frac{2(1 + \mu\gamma)f^2 - \mu}{2 + \mu\gamma^2} \end{aligned} \quad (23)$$

【0024】そして、定点P、Qの高さが等しいことより、最適となる主系に対する動吸振器1の最適固有振動数比 $f = f_{opt}$ が、次式(24)で示すように、求められ

求められる(Den Hartog, Mechanical Vibrations, (1950) McGraw-Hill)。まず、定点を通るという条件、即ち式(20)が ζ に関する恒等式になるという条件より、定点P、Qの振動数、即ち次式(23)で示すように、 h_P, h_Q が求められる。

【数9】

る。

【数10】

$$f_{opt} = \frac{\sqrt{1 + 2\mu\gamma + \mu^2\gamma^3}}{1 + \mu\gamma^2} \approx \frac{\sqrt{1 + 2\mu\gamma}}{1 + \mu\gamma^2} \quad (24)$$

そのときの二定点P、Qの振動数 h_P, h_Q は次式(25)、(26)で表される。

【数11】

$$h_p^2 = \frac{(1 + \mu\gamma)(2 + \mu\gamma^2) - (1 - \gamma)\sqrt{\mu^2\gamma^2 + 2\mu}}{(1 + \mu\gamma^2)(2 + \mu\gamma^2)} \quad (25)$$

$$h_q^2 = \frac{(1 + \mu\gamma)(2 + \mu\gamma^2) + (1 - \gamma)\sqrt{\mu^2\gamma^2 + 2\mu}}{(1 + \mu\gamma^2)(2 + \mu\gamma^2)} \quad (26)$$

さらに、定点P、Qでの主系の振幅は次式(27)で示す
【数12】
ようになる。

$$|\varrho_{1p}| = |\varrho_{1q}| = \frac{\sqrt{2 + \mu\gamma^2}}{(1 - \gamma)\sqrt{\mu}} \varrho_{st} \quad (27)$$

【0025】次に、定点P、Qで主系の振幅が最大にな
【数13】
る減衰比を次式(28)より求める。

$$\left. \frac{\partial |\varrho_1|}{\partial h} \right|_{h=h_{opt}} = 0 \quad (28)$$

即ち、式(28)を満足する h が最適減衰比 h_{opt} であ
【数14】
る。式(28)に式(20)を代入すると次式(29)が得ら
れる。

$$(AA' + 4\zeta^2 BB')(C^2 + 4\zeta^2 D^2) - (A^2 + 4\zeta^2 B^2) \\ \times (CC' + 4\zeta^2 DD') = 0 \quad (29)$$

ここで、 ι は $\partial/\partial h$ を表し、

$$A' = -2h$$

$$B' = 1$$

$$C' = -2(1 + f^2)h + 4h^3 - 2\gamma\mu(\gamma f^2 - 1)h$$

$$D' = 1 + \mu\gamma - 3(1 + \mu\gamma^2)h^2$$

【0026】式(29)、および式(20)より、次式(3
【数15】
0)のようになる。

$$\zeta_{opt} = \frac{1}{2\sqrt{-BB' + |\varrho_1/\varrho_{st}|^2 CC'}} \quad (30)$$

しかし、定点Pで傾きが零となる $\zeta_{opt} \equiv \zeta_{popt}$ と、定
点Qで傾きが零となる $\zeta \equiv \zeta_{qopt}$ とは僅かに異なる。こ
れらの値は、どちらをとっても現実的な調整において
は、大差を生じないので、次式(31)で示すように、両

者の相加平均を最適調整時の ζ_{opt} として使うのの一
の方法である。

【数16】

$$\zeta_{opt} = \frac{1}{2}(\zeta_{popt} + \zeta_{qopt}) \quad (31)$$

【0027】等価質量比
動吸振器1の効率を表す等価質量比 μ_o を、式(19)よ
り次のように定義する。即ち、式(19)の分母の実部C
において、 $f = 1$ 、 $h = 1$ とおくことにより次式(32)

が得られる。

【数17】

$$\mu_e = \mu(1-\gamma)^2 \quad (32)$$

この式(32)を式(27)に代入することにより、主系の定点P、Qでの振幅が次式(33)で表される。

$$|\theta_{1p}| = |\theta_{1q}| = \sqrt{1 + \frac{2 - \mu(1-2\gamma)}{\mu_e}} \theta_{st} \quad (33)$$

【0028】この式(33)において、現実的には、 μ は0.1より小さい値をとり、 γ はなるべく小さい値の方が好ましく、0.5あたりの値をとる。したがって、振幅は $[1 + (2/\mu_e)]^{1/2} \theta_{st}$ と近似でき、等価質量比によって振幅が与えられると言える。式(32)より、 γ が1のとき、即ち動吸振器1を質量 m_1 の重心に設置すれば、全く制振効果はなく、 γ が1より外れると制振効果が出てくる。現実的には、 $\gamma = 1/2$ のときでも、

【数18】

$\mu_e = 0.25\mu$ であるので、制振効果を上げるためには、なるべく上部に取り付けるのが好ましい。次に、動吸振器1を主系の重心に取り付けると($l=1_1$)、制振効果がないことの物理的な理由について説明する。式(14)から式(15)に1を乗じた式を引けば、次式(34)で示す主系の回転に関する運動方程式が得られる。

【数19】

$$m_1 l_1^2 \ddot{\theta}_1 + m_1 g l_1 \theta_1 - c l \dot{u} + m_2 g u - k l u = P l_1 e^{i\omega t} \quad (34)$$

【0029】式(34)の左辺第1項は慣性項、第2項は重力による復元モーメント、第3項は動吸振器1の減衰によるモーメント、第4項は動吸振器1の質量 m_2 に作用する重力によって生じるモーメント、第5項は動吸振器1のばね要素14より生じるモーメントである。最適に同調する場合、動吸振器1の固有振動数と主系の固有振動数がほぼ一致するので、 $k/m_2 = g/l_1$ が成立し、上記第4項と第5項が相殺する。したがって、主系と動吸振器1は、同じ固有振動数に有する二つの系のダンパだけで結合していることになり、両者は一体となって振動し、減衰力は働かなくなる。

【0030】周波数応答

図2に最適調整された動吸振器1を有する系、および動吸振器1を有さない系の周波数応答を示す。パラメータは、一例として6人乗りの索動揺器を想定し、 $l_1 = 4\text{ m}$ 、 $m_1 = 1\text{ ton}$ とする。実際の主系の減衰比は1%以下であるが、ここでは1%とする。一点鎖線で示すように動吸振器1のない場合の共振点での無次元振幅 $|\theta_1|/|\theta_{st}|$ は5.0になる。これに対して、実線で示すように、動吸振器1を設けた場合、 $|\theta_1|/|\theta_{st}|$ は、 $\mu_e = 0.025$ で9、 $\mu_e = 0.05$ で6.4になる。したがって、動吸振器1を設けた効果は十分あると言うことができ、 μ_e の影響も制振効果に顕著に現れることが分かる。

【0031】過渡応答

図3に初期変位に対する時間応答を示す。なお、動吸振器1のない場合を一点鎖線で、動吸振器1を設けた場合を実線($\mu_e = 0.05$)、および破線($\mu_e = 0.025$)で示してある。平均値0、標準偏差 $\sigma = 0.0886$ の正規乱数で、サンプリングの時間間隔を0.3秒として、風に

よる外力の変動成分の無次元量 $P/m_1 g$ を得たときの応答を図4～図6に示す。これらのシミュレーションはアダムス法で計算したものである。なお、図4は動吸振器1を設けない場合、図5($\mu_e = 0.05$)、図6($\mu_e = 0.025$)は動吸振器1を設けた場合を示している。

【0032】図7は、第1、第3発明に係る振り子型の動吸振器1aを用いた振り子型構造物2aの構成要素を、図形化して示したもので、図1に示すものと共通する部分については同一番号が付している。被吊持体11が、リンク12aを介して支持部O(上記同様、以下、支点Oという)により揺動可能に吊持され、被吊持体11とリンク12aにより質量 m_1 の振り子型構造物2a(以下、上記同様に質量 m_1 という)を形成している。動吸振器1aは、質量 m_2 の重心よりも上方にて、例えば本実施例では、支点Oに関して被吊持体11とは反対側に位置するリンク12a上の支持部O₁(以下、支点O₁という)にて、質量 m_2 に制振力付与可能に設けられている。即ち、この動吸振器1aは、形態的には限定するものではないが、作用的には支点O₁を中心として揺動可能に設けたリンク21と、リンク21に吊持された質量 m_2 の質量要素13(以下、上記同様に質量 m_2 という)と、リンク21とリンク12aとの間に介在する減衰係数 c のダンパー要素15とに分けられる。

【0033】そして、図1に示す装置の場合と同様に質量 m_1 に付帯して、その重心よりも上方に動吸振器1aを配置し、以下に詳述するように、質量 m_1 の振り子運動の固有振動に対して、付加質量比(付加質量/主系の質量)に応じて最適な同調を行わせ、制振力を付与させるようにしてある。次に、上述した動吸振器1aを用いた質量 m_1 の振動に関して理論解析する。図7に示

すように、動吸振器 1 a としての付加系振り子の支点 O_1 を主系の支点 O の上方 1 の所にとる。主系のリンク 1 2 a と動吸振器 1 a のリンク 2 1 の角変位を θ_1, θ_2 , 支点 O, O_1 から質量 m, m_1 の重心までの長さ、即ち腕の長

$$x_1 = l_1 \sin \theta_1 \quad (35)$$

$$y_1 = l_1 \cos \theta_1 \quad (36)$$

$$x_2 = l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2) - l \sin \theta_1 \quad (37)$$

$$y_2 = l_2 \cos(\theta_1 + \theta_2) - l \cos \theta_1 \quad (38)$$

【0034】付加系の減衰係数を c , 主系に作用する外力を $P e^{i\omega t}$ とし、ラグランジェの方程式を作って線形化すると、次式(39), (40)のように表せる。

$$\begin{aligned} & (m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 + m_2 l^2 - 2m_2 l l_2) \ddot{\theta}_1 + (m_2 l_2^2 - m_2 l l_2) \ddot{\theta}_2 \\ & + (m_1 l_1 + m_2 l_2 - m_2 l) g \theta_1 + m_2 l_2 g \theta_2 = P l_1 e^{i\omega t} \quad (39) \\ & (m_2 l_2^2 - m_2 l l_2) \ddot{\theta}_1 + m_2 l_2^2 \ddot{\theta}_2 + c l_2^2 \dot{\theta}_2 + m_2 g l_2 \theta_2 \end{aligned}$$

この式を、次式(41)で表す記号、および式(18)で表す記号を用いて無次元化すると、主系と付加系の角変位を与える式は、式(19), (21)と同じものになり、最適同調、等価質量比も式(24), (30), (32)で与えら

さを l_1, l_2 とする。主系および付加系質量の位置は、次式(35)~(38)で表される。

【数20】

$$\text{れる。} + m_2 g l_2 \theta_2 = 0 \quad (40)$$

【数22】

$$\gamma = (l_2 - l)/l_1, \quad \omega_a^2 = g/l_2 \quad (41)$$

【0035】図8は、第1, 第3発明に係る円軌道動吸振器 1 b を用いた振り子型構造物 2 b の構成要素を、図形化して示したもので、図7に示すものと共通する部分には同一番号を付して説明を省略する。この動吸振器 1 b は、図7において、リンク 2 1 を介して支点 O_1 より質量要素 m_2 を吊持していたのに代えて、リンク 1 2 b と一体的な円軌道 2 2 上に質量要素 m_2 を転動自在に支持したもので、力学的には、図7に示すものと実質的に変わりはない。なお、図8に示す実施例の場合、ダンパ要素は転動体であるローラ部に介在させてあり、図示されていない。さらに、別の実施例として、図8に示す質量要素 m_2 を用いず、これに代えて円軌道 2 2 に質量 m_2 を備えさせるとともに、この円軌道 2 2 をリンク 1 2 b と一体的に揺動するローラ部上にて、このローラ部に対して相対的に転動させるようにし、かつ転動部にダンパ要素を介在させるようにしてもよい。

【0036】図9, 10は、第1, 第4発明に係る傾斜振り子型の動吸振器 1 c を用いた振り子型構造物 2 c の構成要素を、図形化して示したもので、上記各実施例と共通する部分については、互いに同一番号を付して説明

を省略する。この動吸振器 1 c は、図9に示すように、リンク 1 2 c が静止し、垂直状態にあるときに、質量要素 m_2 を吊持するリンク 2 1 c が水平方向に対して、角度 α ($0^\circ < \alpha < 90^\circ$) (α の符号は図9において下向きに正とする)だけ傾斜するように形成したものである。形態的には限定するものではないが、作用的には、リンク 1 2 c とリンク 2 1 c との間にダンパ要素 1 5 が介在する。

【0037】次に、上述した動吸振器 1 c を用いた質量 m_1 の振動に関して理論解析する。付加系振り子を主系の下部に取り付けた二重振り子の場合、主系の周期が長いので、付加系振り子の腕も長くなり、実用上都合が悪い。そこで、短い腕で長周期を得るようにしたのが図9, 10に示す動吸振器 1 c である。腕の長さが l_2 の付加系振り子を水平面より角度 α だけ傾けて取り付けた場合の付加系振り子の固有振動数は次式(42)で表される。

【数23】

$$\omega^2 = \frac{g \sin \alpha}{l_2} \quad (42)$$

【0038】図10に示すように、付加系振り子の各変位を θ_2 とすると、主系および付加系の質量の位置は、

次式(43)~(46)で表される。

【数24】

$$x_1 = l_1 \sin \theta_1 \quad (43)$$

$$y_1 = l_1 \cos \theta_1 \quad (44)$$

$$\begin{Bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \cos \theta_1 & \sin \theta_1 \\ -\sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} l_2 \sin \theta_2 \\ l + l_2 \cos \theta_2 \sin \alpha \end{Bmatrix} \quad (45)$$

これより、ラグランジュの運動方程式を立て、式(4)より、 $\ddot{\alpha} = \frac{l_2 \cos \theta_2 \cos \alpha}{l + l_2 \cos \theta_2 \sin \alpha} \ddot{\theta}_2$ (46) で表される記号と式(18)で表される記号を用いて、

無次元化すると、上記実施例の場合と同様に、主系と付加系の変位は式(19)、(21)となる。最適調整、等価質

量比も同様に式(24)、(30)、(32)で与えられる。

【数25】

$$\gamma = (l_2 \sin \alpha + l) / l_1, \quad \omega_a^2 = g \sin \alpha / l_2 \quad (47)$$

【0039】図11、12は、第1、第5発明に係る倒立傾斜振り子型の動吸振器1dを用いた振り子型構造物2dの構成要素を、図形化して示したもので、図7に示すものと共通する部分については同一番号が付してある。本実施例では、被吊持体11が、リンク12dを介して支持部O(上記同様、以下、支点Oという)により揺動可能に吊持され、被吊持体11とリンク12dにより質量 m_1 の振り子型構造物2d(以下、上記同様に質量 m_1 という)を形成している。動吸振器1dは、リンク12d上の支点O₁から上方に延びた倒立リンク21dにより支持された質量要素 m_2 と、リンク12dと倒立リンク21dとの間に介在するばね要素14(回転ばね定数: k')、ダンパ要素15(減衰係数: c)とを備え、質量 m_1 の重心よりも上方にて、質量 m_1 に対して制振力付与可能に設けられている。

【0040】また、図12に示すように、リンク21dは、z軸に平行なz'軸に対して角度 α ($-90^\circ \leq \alpha < 0^\circ$)(α の符号は図12において下向きに正とする)をなしている。なお、図12は角度 α を明らかにするために示したもので、この目的に直接関係しない他の構成要素の図示は省略してある。なお、本実施例については、付加系振り子の固有振動数を表す上記式(42)、(47)第2式($\omega_a^2 = g \sin \alpha / l_2$)に代えて、上記式(42)、(47)第2式の右辺に、($k' / (m_2 \cdot l_2^2)$)の項を加算した式を用いることにより、基本的には、第1、第2発明に係る実施例で詳述した理論が適用できる故、説明を割愛する。

【0041】次に、一例として、図8に示す装置における円軌道型動吸振器1bを使った模型で実験を行った。 $l_1 = 1\text{ m}$ 、 $m_1 = 8\text{ kg}$ 、 $m_2 = 0.8\text{ kg}$ であり、円軌道の半径も1mであり、動吸振器1bの取り付け位置として $\gamma = 0.25$ ($\mu = 0.056$)、 0.5 ($\mu = 0.025$)、 1 ($\mu = 0$)の三通りを選んだ。各場合における初期変位による応答を図示13～図15に示す。理論解析の結果と同様、取り付け位置を主系の重心近くにする($\gamma = 1$)、制振効果は殆どなく、この重心よりも上方に

取り付けれる程($\gamma = 0.5$ 、 $\gamma = 0.25$)、制振効果は大きくなる。ただし、本実験では、動吸振器1cの減衰は、動吸振器1cと円軌道22との間の摩擦に依存しており、最適状態には同調されていない。

【0042】本発明は、適用対象を動吸振器に限定するものでなく、振り子型構造物全般に適用され得るものであって、本発明による制振と従来の並進運動系の動吸振器による制振との違いは、主系の傾きによって動吸振器の質量も主系と同様に重力を受けることにある。動吸振器を主系の重心に取り付けると、主系に働くモーメントのうち、動吸振器の変位によるばね力によるものと、動吸振器の重力によるばね力によるものが相殺する。結局、主系と動吸振器は、同じ固有振動数を有する二つの系がダンパで結合されたものになり、一体として揺動する。しかし、動吸振器の位置を主系の重心から離せば、動吸振器から主系にモーメントが作用する。

【0043】上述したように、本発明については、ばね質量型、振り子型、円軌道型、傾斜振り子型、倒立傾斜振り子型動吸振器による制振を、動吸振器の取り付け位置をパラメータとして解析し、統一した理論式で説明できる。最適調整と、制振効果を示す等価質量比は、動吸振器と主系の質量比 μ に $(1-\gamma)^2$ (ここで、 γ は支点から動吸振器に取り付けた点までの距離を主系の腕の長さで除したもの)を乗じたものになる。したがって、制振のためには、動吸振器は、なるべく上方に取り付けるのが好ましいことが分かる。

【0044】なお、上記各実施例において、動吸振器1～1dの各々を1台だけ設けたものについて説明したが、本発明はこれに限定するものでなく、振り子型構造物2～2dの進行方向、即ちxy平面に垂直な方向のバランスをとるために、動吸振器1～1dの各々を複数台設けたものも含んでいる。例えば、図12の場合、図示する動吸振器1dの他に、y軸に関して、z軸方向に対称の位置にもう1台の動吸振器1dを設けてもよい。

【0045】

【発明の効果】以上の説明より明かなように、本発明

によれば、振り子型構造物に付帯させ、この振り子型構造物の重心よりも上方にて、振り子型構造物に対して制振力付与可能に設けて形成してある。このため、以上詳述したように、動吸振器の質量要素とそれを支持する振り子型構造物との間に相対変位が生じて、振り子型構造物の振動エネルギーが吸収されるようになる結果、特に電源等の動力を要することなく、また振り子の腕を長くすることなく、振り子型構造物に対する制振作用が明確に表れるようになり、振り子型構造物の横揺れ抑制作用を強化でき、振り子型構造物の用途を広げることが可能になるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】 第1、第2発明に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図2】 図1に示す動吸振器を有する系、および動吸振器を有さない系の周波数応答を示す図である。

【図3】 図1に示す動吸振器を有する系、および動吸振器を有さない系の初期変位に対する応答を示す図である。

【図4】 動吸振器を有さない系のランダム入力に対する応答を示す図である。

【図5】 図1に示す動吸振器を有する系のランダム入力に対する応答を示す図である。

【図6】 図1に示す動吸振器を有する系のランダム入力に対する応答を示す図である。

【図7】 第1、第2発明に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図8】 第1、第3発明に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図9】 第1、第4発明に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図10】 図9に示す実施例の揺動時の状態を示す図である。。

【図11】 第1、第5発明に係る動吸振器を適用した振り子型構造物の全体構成の概略を示す図である。

【図12】 図11に示す動吸振器の質量 m_2 を支持するリンクの傾斜状態を示す図で、図11においてA方向から見た図である。

【図13】 図8に示す動吸振器を有する系の模型を用いて行った実験結果で、初期変位に対する応答を示す図である。

【図14】 図8に示す動吸振器を有する系の模型を用いて行った実験結果で、初期変位に対する応答を示す図である。

【図15】 図8に示す動吸振器を有する系の模型を用いて行った実験結果で、初期変位に対する応答を示す図である。

【符号の説明】

1, 1 a, 1 b, 1 c, 1 d 動吸振器。
2, 2 a, 2 b, 2 c, 2 d 振り子型構造物。